

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до самостійної розрахункової роботи
«Розрахунок робочого процесу ДВЗ»
з дисциплін «Двигуни внутрішнього згоряння» та «Енергетичні
установки транспортних засобів»**

для студентів спеціальності 142 – Енергетичне машинобудування

Харків 2020

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до самостійної розрахункової роботи
«Розрахунок робочого процесу ДВЗ»
з дисциплін «Двигуни внутрішнього згоряння» та «Енергетичні
установки транспортних засобів»

для студентів спеціальності 142 – Енергетичне машинобудування

Затверджено
редакційно-видавничою
радою університету,
протокол № 2 від 23.01.2020 р.

Методичні вказівки до самостійної розрахункової роботи «Розрахунок робочого процесу ДВЗ» з дисциплін «Двигуни внутрішнього згоряння» та «Енергетичні установки транспортних засобів» для студентів спеціальності 142 – Енергетичне машинобудування / Уклад. О.Ю. Лінков, С.Ю. Білик, С.С. Кравченко. – Харків : НТУ “ХПІ”, 2020. – 30с.

Укладачі: О.Ю. Лінков,
С.Ю. Білик,
С.С. Кравченко

Рецензент І.В. Парсаданов

Кафедра двигунів внутрішнього згоряння

ВСТУП

У сучасному світі найбільш поширеним джерелом механічної енергії є двигун внутрішнього згоряння. Саме він забезпечує найбільшу мобільність не тільки транспортним засобам а й іншим пристроям.

Дана розрахункова робота дозволяє студенту набути навиків виконання розрахунку робочого процесу двигуна внутрішнього згоряння, результати якого є похідними для багатьох інших розрахунків.

Розрахункова робота виконується студентом відповідно до варіанта завдання який вказує викладач з виконанням усіх розділів даних методичних вказівок.

Оформлення роботи допускається або на листах формату А4, або у окремому зошиті (дотримуючись вимог до оформлення самостійних робіт студентів).

1 УСТРІЙ ТА ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГУНА

У цьому розділі слід подати короткий опис пристрою і принципу роботи основних механізмів і систем двигуна – прототипу. Опис наводиться на основі вихідних даних заданого варіанту завдання (дивись додаток) та спираючись на виконані лабораторні роботи з вивчення конструкції і систем ДВЗ. Технічні характеристики наводяться у вигляді табл. 1.

Таблиця 1 – Технічна характеристика двигуна

Параметри	Значення параметрів
Марка базового двигуна	за завданням
Тип двигуна	призначення, тактність, спосіб сумішоутворення, наявність наддуву та інші відмінні класифікаційні ознаки
Кількість циліндрів (z)	за завданням
Розташування циліндрів	рядне, V-образне, кут розвалу між рядами
Діаметр циліндрів (D), м	за завданням
Хід поршня (S), м	за завданням
Ступень стиску (ϵ)	за завданням
Сумарний робочий об'єм циліндрів (літраж двигуна), л	за розрахунком
Номінальна потужність (N_e), кВт	за розрахунком
Номінальна частота обертання колінчастого валу (n), хв^{-1}	за завданням
Номінальний удельний ефективний розхід палива (g_e), $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	за розрахунком
Фази газорозподілу, в градусах повороту колінчастого валу (ПКВ): <ul style="list-style-type: none"> • впускний клапан <i>початок відкриття до ВМТ - кінець закриття після НМТ -</i> • впускний клапан <i>початок відкриття до НМТ - кінець закриття після ВМТ -</i> 	за завданням
Паливо	марка, ГОСТ

2 РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА

2.1 Довідкові дані для розрахунку робочого процесу двигуна

Для розрахунку робочого процесу двигуна загальні довідкові дані наведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Довідкові дані для розрахунку робочого процесу двигуна

Параметр	Розмірність	Позначення	Чисельне значення	
			бензиновий	дизельний
Тиск навколишнього середовища	МПа	p_0	0,101300	
Температура навколишнього середовища	К	T_0	293	
Склад сухого повітря в об'ємних долях: • кисень • азот		O_{2B} N_{2B}	0,21 0,79	
Елементарний склад палива в масових частках: • вуглець • водень • кисень		C H O	0,855 0,145 -	0,870 0,126 0,004
Теплота згоряння палива нижча	кДж/кг	Q_H	44000	42500
Молекулярна маса палива	кг/кмоль	μ_T	110 ÷ 120	-

2.2 Вихідні дані для розрахунку робочого процесу

Вихідні дані для розрахунку робочого процесу відповідно до отриманого варіанту завдання наведені в додатку в табл. Д1 та в табл. 2.

2.3 Характерні об'єми циліндра

Робочий об'єм циліндра, м³:

$$V_h = (\pi \cdot D^2 / 4) \cdot S.$$

Об'єм камери стиску, м³:

$$V_c = V_h / (\varepsilon - 1).$$

Повний об'єм циліндра, м³:

$$V_a = V_c + V_h.$$

Літровий об'єм двигуна, л:

$$V_l = z \cdot V_h.$$

Поточний об'єм циліндра у залежності від кута повороту колінчастого валу, м³:

$$V_\varphi = V_c + V_h \cdot \sigma / 2,$$

де $\sigma = S_\varphi / R$ – відносне переміщення поршня, знаходять за формулою або за допомогою табл. 3 в залежності від кута повороту колінчастого вала φ і співвідношення $\lambda_{кр} = R / L$ (тут $R = S / 2$ – радіус кривошипа, L – довжина шатуна). Результати розрахунку V_φ з шагом розрахунку 10° ПКВ в інтервалі 0 ÷ 180° зводяться у табл. 4 та подаються у вигляді графіку $V_\varphi = f(\varphi)$ (Приклад наведено на рис. 1).

$$\sigma = \frac{S_\varphi}{R} = (1 - \cos(\varphi)) + \frac{\lambda_{кр}}{4} (1 - \cos(2 \cdot \varphi)).$$

Таблиця 3 – Відносне переміщення поршня

φ, град ПКВ	$\lambda_{кр} = R/L$					φ, град ПКВ
	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	
0	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	360
10	0,0188	0,0190	0,0191	0,0193	0,0194	350
20	0,0743	0,0749	0,0755	0,0761	0,0767	340
30	0,1640	0,1653	0,1665	0,1678	0,1690	330
40	0,2836	0,2857	0,2877	0,2898	0,2918	320
50	0,4276	0,4306	0,4335	0,4364	0,4394	310
60	0,5900	0,5938	0,5975	0,6013	0,6050	300
70	0,7640	0,7684	0,7728	0,7772	0,7816	290
80	0,9423	0,9476	0,9525	0,9573	0,9622	280
90	1,1200	1,1250	1,1300	1,1355	1,1400	270
100	1,2900	1,2948	1,2997	1,3045	1,3094	260
110	1,4480	1,4524	1,4568	1,4612	1,4656	250
120	1,5900	1,5938	1,5975	1,6013	1,6050	240
130	1,7132	1,7162	1,7191	1,7220	1,7250	230
140	1,8156	1,8177	1,8197	1,8218	1,8238	220
150	1,8960	1,8973	1,8985	1,8998	1,9010	210
160	1,9537	1,9543	1,9549	1,9555	1,9561	200
170	1,9884	1,9886	1,9887	1,9889	1,9890	190
180	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	180

Таблиця 4 – Розрахункові значення об'єму циліндра двигуна

φ, град ПКВ			σ	$V_{\phi} = V_c + V_h \cdot \sigma / 2$
0	360	360		V_c
720				
10	350	370		
710				
.	.	.		
.	.	.		V_a
.	.	.		
170	190	530		
550				
180	180	540		
540				

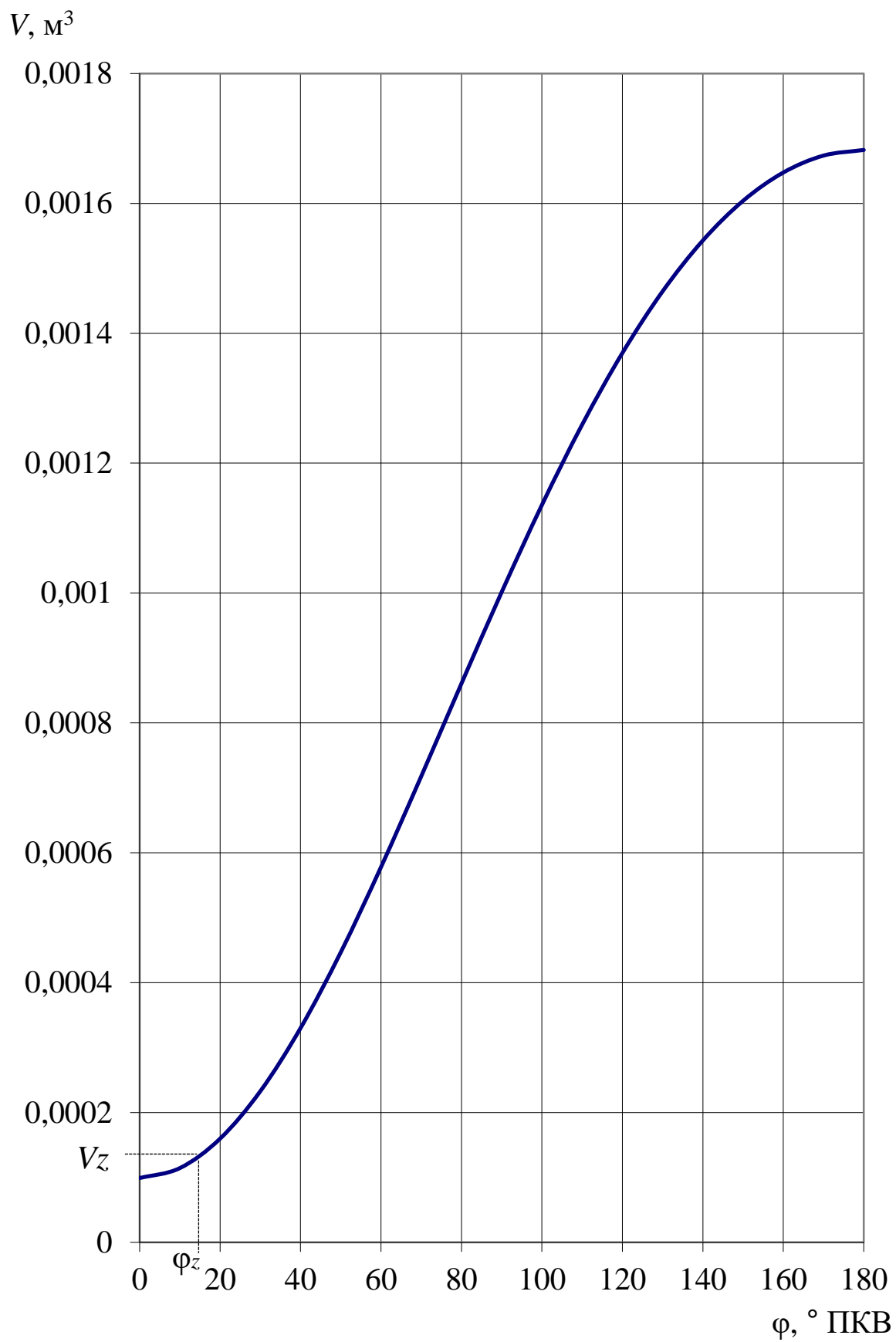


Рисунок 1 – Графік зміни об'єму циліндра двигуна

2.4 Характеристики горючої суміші і продуктів згоряння

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива в кмоль/(кг палива):

$$M_0 = \frac{1}{O_{2в}} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right),$$

де C, H, O – масові частки хімічних елементів, вибираються за даними табл.2.

Кількість горючої суміші на 1 кг палива в кмоль/(кг палива):

$$M_1 = \alpha \cdot M_0 + \left(\frac{1}{\mu_T} \right),$$

де μ_T – молекулярна маса палива (для дизелів приймають $(1/\mu_T) = 0$).

Кількість продуктів згоряння 1 кг палива в кмоль/кг:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \cdot \alpha \cdot M_0 + [0,21 \cdot M_0 \cdot (\alpha - 1)],$$

де вираз в квадратних дужках при $\alpha \leq 1$ дорівнює нулю.

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни горючої суміші при згорянні:

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}.$$

Для контролю правильності обчислень:

значення β_0 для бензинових двигунів знаходяться в межах $1,07 \div 1,12$, для дизелів в межах $1,03 \div 1,06$.

2.5. Параметри стану газу перед впускними і за випускними клапанами

Тиск свіжого заряду перед впускними клапанами, МПа:
для двигунів без наддуву

$$p_s = p_0 - \Delta p_s,$$

де $p_s = 0,012 \div 0,016$ МПа для бензинових двигунів, для дизелів без наддуву – $\Delta p_s = 0,003 \div 0,006$ МПа;
для двигунів з наддувом

$$p_s = p_k - \Delta p_s,$$

де $\Delta p_s = 0,006 \div 0,008$ МПа.

Температура свіжого заряду перед впускними клапанами, К:
для бензинового двигуна

$$T_s = T_0 + \Delta T_s,$$

де $\Delta T_s = 15 \div 20$ К – підігрів робочої суміші;

для дизеля без наддуву

$$T_s \approx T_0;$$

для дизеля з наддувом без охолодження наддувочного повітря

$$T_s = T_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}};$$

для дизеля з наддувом і проміжним охолодженням повітря

$$T_s = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} - E_x (T_k - T_0),$$

де n_k - показник політропи стиску повітря в компресорі

(для центробіжного компресора $n_k = 1,6 \div 1,8$);

E_x - коефіцієнт ефективності охолоджувача наддувного повітря ($E_x = 0,5 \div 0,7$).

Тиск газів за випускними клапанами, МПа:

для двигуна без наддуву:

$$p_T = p_0 + \Delta p_T,$$

де $\Delta p_T = 0,003 \div 0,006$ МПа для бензинових двигунів, для дизелів без наддуву – $\Delta p_T = 0,002 \div 0,005$ МПа;

для двигуна з наддувом:

при $p_k \leq 0,15$ МПа $p_T = (0,9 \div 1,0) p_k$;

при $p_k = 0,15 \div 0,25$ МПа $p_T = (0,8 \div 0,9) p_k$;

при $p_k > 0,25$ МПа $p_T = (0,75 \div 0,8) p_k$.

2.6 Показники процесу наповнення

Тиск газів що залишилися у циліндрі на початку такту впуску (у ВМТ), МПа:

$$p_T = (1,1 \div 1,12) p_T.$$

Температуру газів що залишилися у циліндрі на початку такту впуску приймають у дизелів $T_{ост} = 700 \div 900$ К, у бензинових двигунів $T_{ост} = 1000 \div 1300$ К.

Кількість газів що залишилися у циліндрі, кмоль:

$$M_{ост} = \frac{10^6 \cdot p_r \cdot V_c}{R_\mu \cdot T_{ост}},$$

де $R_\mu = 8314$ Дж/(кмоль·К) – універсальна газова стала.

Підвищення температури свіжого заряду у наслідок підігріву від стінок циліндру та тертя в каналах головки циліндру і в клапанах приймають приблизно в залежності від типу двигуна:

у дизелів з наддувом $\Delta T = 5 \div 10$ К;

у дизелів без наддуву і бензинових двигунів $\Delta T = 10 \div 20$ К. Менші значення ΔT приймають для швидкохідних двигунів.

Тиск робочої суміші газів в циліндрі наприкінці такту впуску (НМТ), МПа:

$$p_a = (0,94 \div 0,98) p_s,$$

(більше значення коефіцієнта пропорційності – для двигунів з наддувом і тихохідних двигунів з $n \leq 1000$ хв⁻¹).

Коефіцієнт наповнення:

для двигунів без наддуву:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_0}{T_s + \Delta T} \cdot \frac{p_a}{p_0} \left[1 - \frac{1}{\varepsilon} \left(\frac{p_r}{p_a} \right)^{\frac{1}{1,4}} \right];$$

для двигунів з наддувом:

$$\eta_{vs} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_s}{T_s + \Delta T} \cdot \frac{p_a}{p_s} \left[1 - \frac{1}{\varepsilon} \left(\frac{p_r}{p_a} \right)^{\frac{1}{1,4}} \right].$$

Кількість свіжої суміші яка поступила в циліндр, кмоль:

для двигунів без наддуву:

$$M_{cm} = \eta_v \cdot M_h = \eta_v \cdot \frac{10^6 \cdot p_0 \cdot V_h}{R_\mu \cdot T_0};$$

для двигунів з наддувом:

$$M_{\text{см}} = \eta_{\text{vs}} \cdot M_{\text{hs}} = \eta_{\text{vs}} \cdot \frac{10^6 \cdot p_s \cdot V_h}{R_{\mu} \cdot T_s}.$$

Коефіцієнт залишкових газів:

$$\gamma = \frac{M_{\text{ост}}}{M_{\text{см}}}.$$

Кількість робочої суміші, кмоль:

$$M_a = M_{\text{см}} + M_{\text{ост}} = (1 + \gamma) M_{\text{см}}.$$

Температура робочої суміші газів у циліндрі наприкінці такту впуску, К:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T + \gamma \cdot T_{\text{ост}}}{1 + \gamma}.$$

Контролюючи правильність обчислення показників процесу наповнення, мають на увазі, що коефіцієнт наповнення η_v для бензинових двигунів знаходиться у межах $0,70 \div 0,75$, для дизелів без наддуву $0,80 \div 0,85$, для дизелів з наддувом $\eta_{\text{vs}} = 0,90 \div 0,95$. Коефіцієнт залишкових газів γ знаходиться у межах $0,03 \div 0,06$ для усіх типів автомобільних та тракторних двигунів.

2.7 Показники процесу стиску

Процес стиску (як і процес розширення далі) протікає по політропі з показником значення якого постійно змінюється але для спрощення розрахунків допустимо вважати що процес триває з постійним середнім значенням.

Тиск газів наприкінці такту стиску (у ВМТ), МПа:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_c},$$

де n_c – середній показник політропи стиску. Приблизно приймають для дизелів $n_c = 1,37$, для бензинових двигунів $n_c = 1,34$.

Температура газів наприкінці такту стиску, К:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_c-1}.$$

2.8 Показники процесу згоряння

Коефіцієнт молекулярної зміни продуктів згоряння:

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma}{1 + \gamma}.$$

Температура газів в умовному кінці згоряння, К:

$$T_z = \frac{-A + \sqrt{A^2 + 2 \cdot b_z \cdot C}}{b_z},$$

де для дизеля $A = 8,314 + a_z$;

$$C = \frac{1}{\beta} \left[\frac{\xi \cdot Q_{\text{н}}}{(1 + \gamma) \cdot M_1} + \left(a_c + \frac{b_c}{2} T_c \right) \cdot T_c + 8,314 \cdot \lambda \cdot T_c \right];$$

для бензинового двигуна

$$A = a_z + 4,15 \frac{\rho - 1}{\nu};$$

$$C = \frac{1}{\beta} \left[\frac{\xi \cdot [Q_{\text{н}} - 120000 \cdot (1 - \alpha) \cdot M_0]}{(1 + \gamma) \cdot M_1} + \left(a_c + \frac{b_c}{2} T_c \right) T_c - 4,15 \cdot (\rho - 1) \cdot T_c \right].$$

Значення $Q_{\text{н}}$, α , λ , ρ , ξ – задані у вихідних даних;

a_c , a_z , b_z , b_c – беремо з табл. 5;

M_1 , β_0 , γ , T_c – розраховуємо за пп.2.4, 2.6, 2.7.

Таблиця 5 – Значення коефіцієнтів залежності теплоємності

Вид суміші	Бензинові двигуни	Дизелі
робоча суміш	$a_c = 17,5 + 4 \cdot \alpha$ $b_c = 0,0036 + 0,0025 \cdot \alpha$	$a_c = 19,8$ $b_c = 0,0042$
продукти згоряння	$a_z = 17,5 + 4 \cdot \alpha$ $b_z = 0,0036 + 0,0025 \cdot \alpha$	$a_z = 19,8 + 1,63 / \alpha$ $b_z = 0,0042 + 0,0018 / \alpha$

Примітка: тут α - коефіцієнт надлишку повітря при згорянні.

Для контролю вірності розрахунків слід звіритися з наступними даними: температура T_z для бензинових двигунів знаходиться у межах $2600 \div 2900 \text{ K}$, для дизелів $1800 \div 2200 \text{ K}$.

Ступінь попереднього розширення при згоряння (для дизеля):

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}.$$

Ступінь підвищення тиску при згорянні (для бензинового двигуна):

$$\lambda = \frac{\beta \cdot T_z}{\rho \cdot T_c}.$$

Максимальний тиск циклу, МПа:

$$p_z = \lambda \cdot p_c.$$

Об'єм циліндра наприкінці умовної ділянки згоряння, м³:

$$V_z = \rho \cdot V_c.$$

Кут повороту колінчастого вала φ_z , відповідний об'єму V_z , визначають приблизно з точністю до 1° за графіком $V_z = f(\varphi)$ (рис. 1).

2.9 Показники процесу розширення

Ступінь подальшого розширення до точки b :

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{V_a}{\rho \cdot V_c} = \frac{\varepsilon}{\rho},$$

(b – точка перетину на індикаторній діаграмі лінії розширення, умовно продовженої до НМТ, з лінією НМТ – рис. 2).

Тиск газів в кінці умовно продовженого до НМТ розширення, МПа:

$$p_b = p_z / \delta^{n_p},$$

де n_p – середній показник політропи розширення. Приблизно приймають для дизелів $n_p = 1,22 \div 1,28$; для бензинових двигунів $n_p = 1,18 \div 1,23$. Більші значення n_p відповідають більшим коефіцієнтам використання теплоти ξ , інтенсивному охолодженню двигуна, малим тискам наддуву p_k .

Температура газів наприкінці розширення, К:

$$T_b = T_z / \delta^{n_p - 1}.$$

Результати розрахунку p через 10° ПКВ в інтервалі $180 \div 360^\circ$ (такт стиску) зводять до табл. 6.

Таблиця 6 – Розрахункові значення тиску газів на ділянці стиснення

φ , град. ПКВ	V_φ , м^3	(V_a/V_φ)	$(V_a/V_\varphi)^{n_c}$	$p = p_a \cdot (V_a/V_\varphi)^{n_c}$, МПа
180	V_a	1	1	p_a
190
.
.
350
360	V_c	ε	ε^{n_c}	p_c

Поточний тиск газів при розширенні в МПа визначається за формулою:

$$p = p_z / (V_\varphi/V_z)^{n_p}.$$

Результати розрахунку через 10° ПКВ в інтервалі $\varphi_z \div 540^\circ$ зводять у табл. 7.

За даними табл. 6 і 7 на міліметровому папері будують діаграму $p = f(V)$ за зразком, див. рис. 2, і діаграму $p = f(\varphi)$ за зразком рис. 3.

При процесі впуску тиск приймають постійним, рівним p_a , а при випуску – рівним p_r . Точками d, e, V, e' позначають моменти початку відкриття і кінця закриття впускних і випускних клапанів.

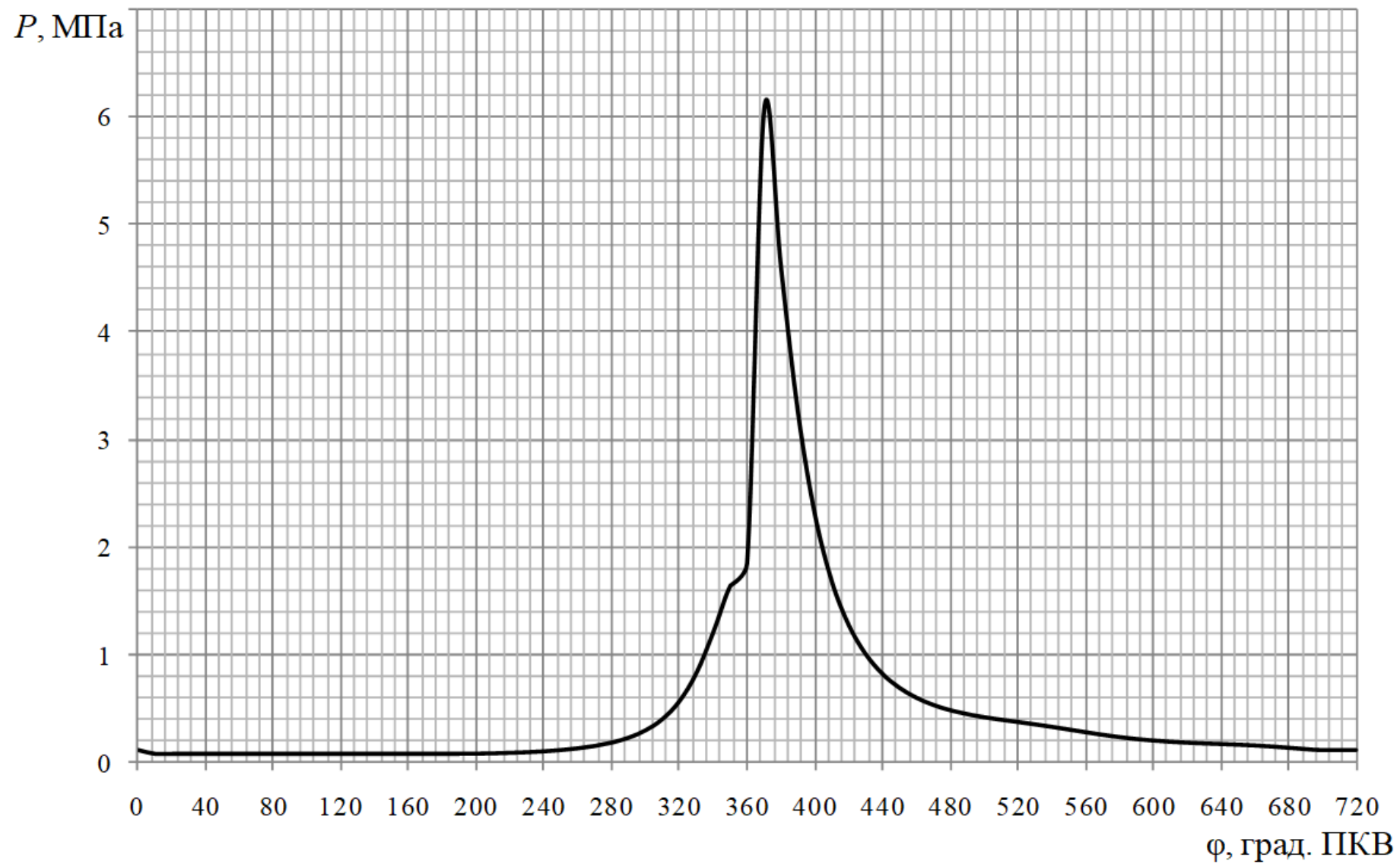


Рисунок 3 – Індикаторна діаграма в координатах $p - \varphi$ бензинового двигуна

Таблиця 7 – Розрахункові значення тиску газів на ділянці розширення

φ, град. ПКВ	V_{ϕ} , м ³	(V_{ϕ}/V_z)	$(V_{\phi}/V_z)^{n_p}$	$p = p_z / (V_{\phi}/V_z)^{n_p}$, МПа
ϕ_z	V_z	1	1	p_z
380
.
.
.
540	V_a	δ	δ^{n_p}	p_b

2.11. Індикаторні та ефективні показники двигуна
Середній індикаторний тиск, МПа:
для дизеля

$$p_i = \frac{\mu \cdot p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_p - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}} \right) \right];$$

для бензинового двигуна

$$p_i = \frac{\mu \cdot p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{1 + \lambda}{2} (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_p - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}} \right) \right],$$

де μ – коефіцієнт повноти індикаторної діаграми, що враховує відміну розрахункової діаграми від дійсної (для чотиритактних двигунів $\mu = 0,95 \div 0,98$).

Контролюють правильність обчислень p_i за наступними даними:
для бензинових двигунів і дизелів без наддуву $p_i = 0,7 \div 1,1$ МПа;
для автотракторних дизелів з наддувом $p_i = 1,1 \div 1,6$ МПа.

Індикаторна потужність двигуна, кВт:

$$N_i = \frac{10^3 \cdot p_i \cdot V_{\text{л}} \cdot n}{30 \cdot \tau},$$

де τ – тактність двигуна (для чотиритактного $\tau = 4$),

$V_{\text{л}}$ – літраж двигуна (розрахований в п. 2.3), м³.

Індикаторний ККД двигуна:

для двигунів з наддувом

$$\eta_i = \frac{8,314}{Q_{\text{н}}} \cdot \frac{p_i \cdot T_s}{\eta_{\text{vs}} \cdot p_s} \cdot M_1;$$

для двигунів без наддуву

$$\eta_i = \frac{8,314}{Q_{\text{н}}} \cdot \frac{p_i \cdot T_0}{\eta_v \cdot p_0} \cdot M_1,$$

де M_1 – кількість горючої суміші (розраховано в п. 2.4).

Дані для контролю правильності обчислення η_i для бензинових двигунів $\eta_i = 0,33 \div 0,40$, для дизелів $\eta_i = 0,44 \div 0,49$.

Питома індикаторний витрата палива, кг / (кВт·год):

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{\text{н}}}.$$

Середній тиск механічних втрат, МПа:

$$p_{\text{мп}} = a + b \cdot C_m,$$

де $C_m = S \cdot n / 30$ – середня швидкість поршня, м/с;

a , b – емпіричні коефіцієнти (вибираються залежно від типу двигуна): для бензинових двигунів з відношенням $S/D \geq 1$

$a = 0,05$; $b = 0,0155$;

для бензинових двигунів з відношенням $S/D < 1$

$a = 0,04$; $b = 0,013$;

для дизелів з нерозділеними камерами без наддуву

$a = 0,09$; $b = 0,012$, з наддувом $a = 0,09$; $b = 0,014$.

Механічний ККД двигуна:

$$\eta_m = 1 - \frac{p_{m.п}}{p_i}.$$

Дані для контролю правильності обчислення η_m :

для бензинових двигунів $\eta_m = 0,75 \div 0,83$,

для дизелів без наддуву $\eta_m = 0,8 \div 0,85$,

для дизелів з наддувом $\eta_m = 0,85 \div 0,9$.

Середній ефективний тиск, МПа:

$$p_e = p_i - p_{m.п}.$$

Ефективна потужність, кВт:

$$N_e = N_i \cdot \eta_m.$$

Отримане значення ефективної потужності може дещо відрізнятися від значення наведеного у таблиці Д1, це пов'язано з похибками розрахунків, та прийнятими спрощеннями розрахунку.

Ефективний КПД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m.$$

Питома ефективна витрата палива, кг / (кВт·год):

$$g_e = g_i / \eta_m.$$

Годинна витрата палива двигуном, кг / год:

$$G_T = g_e \cdot N_e.$$

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под. ред. А.С. Орлина, М.Г.Круглова.–М.: Машиностроение, 1983. – 248с.
2. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов./ А.И. Колчин, В.П. Демидов – М.: Высш. шк., 2002. – 496 с.
3. Дяченко В.Г. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія / В.Г. Дяченко. – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. – 488 с.

ЗМІСТ

	Стр.
ВСТУП.....	3
1 УСТРІЙ ТА ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГУНА.....	4
2 РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА.....	5
2.1 Довідкові дані для розрахунку робочого процесу двигуна.....	5
2.2 Вихідні дані для розрахунку робочого процесу	5
2.3 Характерні об'єми циліндра	6
2.4 Характеристики горючої суміші і продуктів згоряння.....	9
2.5. Параметри стану газу перед впускними і за випускними клапанами.....	9
2.6 Показники процесу наповнення	11
2.7 Показники процесу стиску	13
2.8 Показники процесу згоряння	14
2.9 Показники процесу розширення.....	16
2.10 Побудова індикаторної діаграми.....	17
2.11. Індикаторні та ефективні показники двигуна.....	20
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	23
ДОДАТОК 1.....	25

ДОДАТОК 1

Таблиця Д1 – Варіанти завдань розрахункової роботи

№ з/п	Найменування, позначення та розмірність параметра	Номер варіанта										
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	Марка двигуна	ЗИЛ – 130			ГАЗ – 66			ГАЗ – 24		МЕМЗ – 968		
2	Призначення	автомобільний			автомобільний			автомобільний		автомобільний		
3	Потужність номінальна (орієнтовно) N_e , кВт	105	110	115	77	80	83	70	74	77	28	30
4	Число і розташування циліндрів	8V90°			8V90°			4P		4V90°		
5	Діаметр циліндра D , м	0,1	0,1	0,1	0,092	0,092	0,092	0,092	0,092	0,092	0,076	0,076
6	Хід поршня S , м	0,095	0,095	0,095	0,08	0,08	0,08	0,092	0,092	0,092	0,066	0,066
7	Ступень стиску ε	7,0	7,2	7,4	8,0	8,3	8,6	6,9	7,1	7,3	7,1	7,3
8	Частота обертання n , хв ⁻¹	3000	3100	3200	3100	3200	3300	4800	4900	5000	4000	4200
9	Тиск наддуву p_k , МПа	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
10	Коефіцієнт надлишку повітря α	0,85	0,87	0,90	0,85	0,87	0,90	0,90	0,88	0,86	0,87	0,90
11	Ступень підвищення тиску λ	розраховується										
12	Ступень попереднього розширення ρ	1,07	1,09	1,11	1,08	1,10	1,12	1,05	1,07	1,09	1,06	1,08
13	Коефіцієнт ефективності використання тепла при згорянні ξ	0,92	0,91	0,90	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90	0,93	0,92
14	Маса поршня m_p , кг	1,21	1,18	1,22	0,72	0,73	0,75	0,60	0,61	0,62	0,29	0,30
15	Маса шатуна $m_{ш}$, кг	1,27	1,25	1,30	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99	1,02	0,48	0,50
16	Відношення мас шатуна $m_{ша} / m_{ш}$	0,270	0,275	0,280	0,284	0,280	0,286	0,270	0,275	0,280	0,240	0,250
17	Маса кривошипа m_k , кг	3,9	4,0	4,1	3,7	3,8	3,9	3,7	3,8	3,9	1,5	1,6
18	Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна $\lambda_{кр}$	0,257	0,257	0,257	0,257	0,257	0,257	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26

Продовження табл. Д1

№ з/п	Найменування, позначення та розмірність параметра	Номер варіанта											
		12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
1	Марка двигуна	МЕМЗ-245			МЗМА-412			ВАЗ-2103			ВАЗ-2108		
2	Призначення	автомобільний			автомобільний			автомобільний			автомобільний		
3	Потужність номінальна (орієнтовно) N_e , кВт	38	40	42	55	58	62	50	55	58	47	45	43
4	Число і розташування циліндрів	4Р			4Р			4Р			4Р		
5	Діаметр циліндра D , м	0,072	0,072	0,072	0,082	0,082	0,082	0,076	0,076	0,076	0,076	0,076	0,076
6	Хід поршня S , м	0,067	0,067	0,067	0,07	0,07	0,07	0,08	0,08	0,08	0,071	0,071	0,071
7	Ступень стиску ϵ	9,5	9,3	9,7	8,6	8,7	8,8	8,6	8,4	8,8	9,9	9,7	9,5
8	Частота обертання КВ n , хв ⁻¹	5200	5250	5300	5500	5650	5600	5400	5400	5600	5600	5500	5400
9	Тиск наддуву p_k , МПа	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
10	Коефіцієнт надлишку повітря α	0,85	0,87	0,90	0,85	0,87	0,90	0,85	0,90	0,85	0,85	0,90	0,95
11	Ступень підвищення тиску λ	розраховується											
12	Ступень попереднього розширення ρ	1,04	1,05	1,06	1,07	1,10	1,12	1,10	1,08	1,12	1,05	1,06	1,07
13	Коефіцієнт ефективності використання тепла при згорянні ξ	0,92	0,91	0,90	0,91	0,92	0,93	0,95	0,94	0,93	0,93	0,94	0,95
14	Маса поршня m_p , кг	0,28	0,26	0,27	0,39	0,40	0,41	0,42	0,43	0,44	0,38	0,39	0,40
15	Маса шатуна $m_{ш}$, кг	0,51	0,52	0,53	0,71	0,72	0,72	0,76	0,77	0,78	0,70	0,71	0,72
16	Відношення мас шатуна $m_{ша} / m_{ш}$	0,286	0,280	0,275	0,25	0,26	0,27	0,24	0,24	0,24	0,25	0,25	0,25
17	Маса кривошипа m_k , кг	1,45	1,5	1,45	1,6	1,65	1,7	1,4	1,45	1,5	1,4	1,45	1,5
18	Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна $\lambda_{кр}$	0,27	0,27	0,27	0,265	0,265	0,265	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28

Продовження табл. Д1

№ з/п	Найменування, позначення та розмірність параметра	Номер варіанта											
		24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35
1	Марка двигуна	ЯМЗ-238			КамАЗ-740			ЗИЛ-645			СМД-62		
2	Призначення	автомобільний			автомобільний			автомобільний			автомобільний		
3	Потужність номінальна (орієнтовно) N_e , кВт	175	170	165	155	150	145	136	140	145	120	125	130
4	Число і розташування циліндрів	8V90°			8V90°			8V90°			6V90°		
5	Діаметр циліндра D , м	0,130	0,130	0,130	0,12	0,12	0,12	0,11	0,11	0,11	0,13	0,13	0,13
6	Хід поршня S , м	0,140	0,140	0,140	0,12	0,12	0,12	0,115	0,115	0,115	0,115	0,115	0,115
7	Ступень стиску ε	16,5	17,0	17,5	17,5	17,0	16,5	18,5	18,0	17,5	15,0	15,2	15,5
8	Частота обертання КВ n , хв ⁻¹	2100	2000	1900	2600	2500	2400	2800	2850	2900	2000	2050	2100
9	Тиск наддуву p_k , МПа	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,15	0,165	0,15
10	Коефіцієнт надлишку повітря α	1,68	1,72	1,76	1,7	1,75	1,8	1,8	1,85	1,9	1,9	1,85	1,8
11	Ступень підвищення тиску λ	1,75	1,72	1,70	1,8	1,85	1,78	1,75	1,80	1,85	1,55	1,60	1,65
12	Ступень попереднього розширення ρ	розраховується											
13	Коефіцієнт ефективності використання тепла при згорянні ξ	0,80	0,82	0,84	0,85	0,84	0,82	0,86	0,85	0,84	0,84	0,83	0,82
14	Маса поршня m_p , кг	3,52	3,60	3,62	3,30	3,35	3,40	2,85	2,90	2,95	2,90	3,0	3,10
15	Маса шатуна $m_{ш}$, кг	4,20	4,24	4,28	3,25	3,35	3,45	3,10	3,15	3,20	3,85	3,80	3,90
16	Відношення мас шатуна $m_{ша} / m_{ш}$	0,28	0,28	0,28	0,30	0,31	0,32	0,29	0,295	0,30	0,30	0,31	0,32
17	Маса кривошипа m_k , кг	9,4	9,3	9,2	6,7	6,6	6,5	6,4	6,5	6,6	8,7	8,8	8,9
18	Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна $\lambda_{кр}$	0,264	0,264	0,264	0,275	0,275	0,275	0,27	0,27	0,27	0,274	0,274	0,274

Продовження табл. Д1

№ з/п	Найменування, позначення та розмірність параметра	Номер варіанта										
		36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46
1	Марка двигуна	Д-130		А-01		СМД-31		СМД-21			СМД-14	
2	Призначення	тракторний		тракторний		комбайновий		тракторний			тракторний	
3	Потужність номінальна (орієнтовно) N_e , кВт	105	110	80	85	170	180	105	110	115	55	60
4	Число і розташування циліндрів	4Р		6Р		6Р		4Р			4Р	
5	Діаметр циліндра D , м	0,145	0,145	0,13	0,13	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12
6	Хід поршня S , м	0,205	0,205	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14
7	Ступень стиску ϵ	15,0	15,3	16,0	16,5	15,0	15,5	16,5	17,0	16,2	16,3	16,8
8	Частота обертання КВ n , хв ⁻¹	1070	1100	1600	1650	2000	2100	2000	2050	2100	1700	1750
9	Тиск наддуву p_k , МПа	0,140	0,145	-	-	0,16	0,17	0,15	0,145	0,14	-	-
10	Коефіцієнт надлишку повітря α	1,8	1,85	1,84	1,85	1,8	1,85	1,85	1,8	1,75	1,83	1,71
11	Ступень підвищення тиску λ	1,6	1,65	1,8	1,9	1,5	1,6	1,6	1,55	1,5	1,7	1,8
12	Ступень попереднього розширення ρ	розраховується										
13	Коефіцієнт ефективності використання тепла при згорянні ξ	0,80	0,81	0,84	0,83	0,84	0,83	0,84	0,83	0,82	0,82	0,81
14	Маса поршня m_p , кг	5,9	5,85	3,5	3,6	3,75	3,85	2,85	2,90	2,95	2,75	2,85
15	Маса шатуна $m_{ш}$, кг	9,0	9,2	4,25	4,30	2,85	2,95	3,85	3,9	3,85	3,83	3,90
16	Відношення мас шатуна $m_{ша} / m_{ш}$	0,27	0,275	0,28	0,29	0,29	0,295	0,31	0,32	0,33	0,33	0,32
17	Маса кривошипа m_k , кг	13,0	13,2	9,4	9,5	8,2	8,3	8,0	8,1	8,2	8,3	8,4
18	Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна $\lambda_{кр}$	0,27	0,27	0,265	0,265	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до самостійної розрахункової роботи «Розрахунок робочого процесу
ДВЗ» з дисциплін «Двигуни внутрішнього згоряння» та «Енергетичні
установки транспортних засобів»
для студентів спеціальності 142 – Енергетичне машинобудування

Укладачі: О.Ю. ЛІНЬКОВ,
С.Ю. БІЛИК,
С.С. КРАВЧЕНКО

Відповідальний за випуск проф. Пильов В.О.

План 2020 р., поз. ____.

Формат 60x84 1/16.

Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. 1,1.

Видавничий центр НТУ «ХПІ». 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2.

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК №5478 від 21.08.2017 р.

Самостійне електронне видання